

бителей, подключенных к каждой  $i$ -й ступени системы, вместо (5) используем выражение вида:

$$\Phi_i = \frac{1}{T\Delta P_i^{\min}} \sum_{t=1}^T \varphi_i[P_{it}] (\Delta P_i^{\min} - P_{it}) \Delta t. \quad (7)$$

Итак, закрытая СЦТ рассмотрена как сложная система, представляющая собой своеобразный семиступенчатый граф, для которого рассмотрены некоторые критерии качества управления, а выражения (5) и (7) позволяют математически сформулировать критерии надежного управления такой системой и перейти на качественно новый уровень решения задач оперативного управления распределением теплоносителя потребителям.

1. Трегуб В.Г. Основы комп'ютерно-інтегрованого керування. – К.: НУХТ, 2005. – 191 с.
2. Бобух А.О. Автоматизовані системи керування технологічними процесами. – Харків: ХНАМГ, 2006. – 185 с.
3. Евдокимов А.Г., Петросов В.А. Информационно-аналитические системы управления инженерными сетями жизнеобеспечения населения. – Харьков: ХТУРЭ, 1998. – 412 с.
4. Татт У.Т. Теория графов. – М.: Мир, 1988. – 424 с.
5. Андерсон Т. Статистический анализ временных рядов. – М.: Мир, 1976. – 755 с.

*Получено 12.05.2006*

УДК 658.24

А.А.АЛЕКСАХИН, канд. техн. наук

*Харьковская национальная академия городского хозяйства*

## **ОЦЕНКА ТОЧНОСТИ РАСЧЕТНОГО ОПРЕДЕЛЕНИЯ РАСХОДА СЕТЕВОЙ ВОДЫ ПРИ ДВУХСТУПЕНЧАТОЙ ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОЙ СХЕМЕ ВОДОНАГРЕВАТЕЛЬНОЙ УСТАНОВКИ**

Анализируется влияние систематических погрешностей в исходных расчетных величинах на погрешность определения расхода греющего теплоносителя. Предложены рекомендации по организации вычислительного процесса.

Возможность более полного использования теплоты сетевой воды и сокращения за счет этого ее расхода обусловила широкое распространение двухступенчатых схем присоединения теплообменников водонагревательных установок (ВНУ) при проектировании тепловых пунктов [1-3]. Для переменных режимов работы установки расход сетевой воды и другие параметры находят из совместного решения уравнений теплового баланса для отопительного комплекса и теплообменников ступеней ВНУ [3, 4]. В [5] предложено решение указанной системы для последовательной схемы ВНУ, позволяющее учитывать из-

менение расчетной отопительной нагрузки зданий. При условии, что расход нагреваемой воды через теплообменники первой ступени водонагревательной установки меньше расхода греющего теплоносителя решение имеет вид квадратного уравнения

$$a_1 \cdot \overline{W}_d^2 + b_1 \cdot \overline{W}_d - c_1 = 0. \quad (1)$$

Здесь  $a_1 = W_{op} (\tau_1 - t_b - m)$ ;  $m = \Delta t_{np}^p \cdot \mu \cdot \overline{Q}_0^{0,8}$ ;

$$b_1 = \varepsilon_1 \cdot W_h (t_b - t_r + m) - Q_u - Q_h (1 - \varepsilon_1) - \mu \cdot \overline{Q}_0 \cdot Q_{op} \cdot D_4;$$

$$c_1 = 0,5 \cdot \varepsilon_1 \cdot W_h \cdot \mu \cdot \theta^p \cdot \overline{Q}_0 \cdot \overline{W}_d^p; \quad D_4 = 1 - \theta^p \overline{W}_d^p / (2 \cdot \Delta \tau_c^p),$$

где  $\overline{W}_d = W_d / W_{op}$  – относительный расход сетевой воды через тепловой пункт;  $W_{op}$  – тепловой эквивалент расхода теплоносителя на отопление;  $\tau_1, t_b, t_r$  – температура сетевой воды в подающем трубопроводе теплосети, воздуха в помещениях и горячей воды, соответственно;  $\Delta t_{np}^p$  – разница средней температуры сетевой воды в отопительном приборе и воздуха в помещениях;  $\theta^p$  – перепад температур сетевой воды в системе отопления (индекс « $p$ » указывает на принадлежность к расчетному для отопления режиму);  $\overline{Q}_0$  – относительная отопительная нагрузка;  $Q_h, Q_u, Q_{op}$  – расход теплоты на горячее водоснабжение, циркуляцию горячей воды и отопление при расчетном режиме, соответственно;  $W_h$  – тепловой эквивалент расхода нагреваемой воды;  $\Delta \tau_c^p$  – перепад температур в теплосети при расчетном для отопления режиме.

Для определения безразмерной удельной характеристики теплообменников первой ступени  $\varepsilon_1$  использована известная зависимость для противоточного аппарата [3]

$$\varepsilon_1 = \left( 0,65 + 0,35 W_{M1} / W_{B1} + (1 / \Phi_1) \sqrt{W_{M1} / W_{B1}} \right)^{-1}, \quad (2)$$

где  $W_{M1}, W_{B1}$  – меньшее и большее из значений теплового эквивалента расхода сред в теплообменнике;  $\Phi_1$  – параметр аппаратов первой ступени.

Поскольку искомая величина расхода сетевой воды входит и в выражение (2), расчеты по формуле (1) требуют предварительного за-

дания значения расхода с последующим его уточнением. При разработке алгоритмов для расчета параметров ВНУ возникает необходимость решения вопроса о количестве итераций, обеспечивающих достаточную точность вычислений. Поэтому целью данной работы является исследование влияния точности задания величины безразмерной удельной характеристики теплообменников на погрешность нахождения расхода сетевой воды.

Количественной оценкой точности результатов является абсолютная и относительная погрешность. Поскольку в первом приближении можно принять  $\frac{\Delta U}{U} = \frac{dU}{U}$  ( $U$  – рассчитываемая величина), а, как

известно,  $\frac{dU}{U} = d(\ln U)$ , то относительная ошибка определяется пол-

ным дифференциалом от логарифма этой величины. Тогда в соответствии с [6] относительная ошибка нахождения расхода из формулы (1) определяется в общем виде

$$2 \cdot \frac{\Delta \bar{W}_d}{\bar{W}_d} + \frac{\Delta a_1}{a_1} = \frac{\Delta c_1 + \Delta b_1 \cdot \bar{W}_d + \Delta \bar{W}_d \cdot b_1}{c_1 - b_1 \cdot \bar{W}_d}, \quad (3)$$

где  $\Delta$  – абсолютные погрешности отдельных величин.

В предположении, что все исходные величины, кроме  $\varepsilon$  являются абсолютно точными, формула для оценки погрешности вычислений имеет вид

$$\frac{\Delta \bar{W}_d}{\bar{W}_d} = \left( \frac{\Delta \varepsilon_1}{\varepsilon_1} \right) \cdot \frac{A_1 \cdot \varepsilon_1 + A_2 \bar{W}_d + \frac{\bar{W}_d}{\bar{W}_d^p} (A - 1) \cdot \varepsilon_1}{2 \cdot A_1 \cdot \varepsilon_1 - 3 \frac{\bar{W}_d}{\bar{W}_d^p} [A \cdot \varepsilon_1 - (1 - \varepsilon_1)]}, \quad (4)$$

где  $A = t_b - t_r + \Delta t_{np}^p \cdot \bar{Q}_0^{0.8}$ ;  $A_1 = \bar{Q}_0 \cdot \theta^p / 2 \cdot (t_r - t_x)$ ;

$A_2 = \bar{Q}_0 \cdot \theta^p / (2 \cdot \Delta \tau_c^p \cdot \rho)$ ;  $A_3 = \bar{Q}_0 \cdot D_4 / \rho$ ;  $\rho = Q_h / Q_{op}$ .

Анализ проведен для двух характерных значений отопительной нагрузки:  $\bar{Q}_0 = 1$  (расчетная отопительная нагрузка) и нагрузка при температуре воздуха в точке излома графика температур. При использовании двухступенчатой последовательной схемы ВНУ, как правило, применяют повышенный температурный график теплоносителя в тепловых сетях. Для ориентировочной оценки зависимости расхода сете-

вой воды от соотношения нагрузок горячего водоснабжения и отопления принята приведенная в [3] формула

$$\overline{W}_d = \left[ 1 + \frac{\rho(t_r - t_n) \cdot \Delta\tau_c^p}{\Delta t_r (\Delta\tau_c^p - 0,5 \cdot \theta^p) \cdot \overline{Q}_0} \right] / \left[ 1 + \frac{\tau'_c - \tau'_{1n}}{(\Delta\tau_c^p - 0,5 \cdot \theta^p) \cdot \overline{Q}_0} \right]. \quad (5)$$

Температуру нагрева водопроводной воды на первой ступени в точке излома графика температур принимают обычно из условия, что недогрев воды составляет около  $6^\circ\text{C}$ , т.е.  $t'_n = \tau_2 - 6$  [4]. Разница температур сетевой воды при повышенном и нормальном температурных графиках принята равной  $\tau'_c - \tau'_{1n} = 7^\circ\text{C}$  [4]. Температура нагрева воды на первой ступени при расчетной отопительной нагрузке ориентировочно принята  $t_n = 55^\circ\text{C}$ .

Параметр водоподогревателя, определяемый по расчетному для горячего водоснабжения режиму, для двухступенчатой последовательной схемы ВНУ вычисляют по формуле [4]

$$\Phi_1 = (K \cdot F)_1 / \sqrt{W_h^B \cdot W_0^B}, \quad (6)$$

где  $K, F$  – коэффициент теплопередачи и площадь поверхности нагрева теплообменных аппаратов;  $W_h^B$  – тепловой эквивалент расхода нагреваемой воды.

Величина теплового эквивалента расхода греющей среды при балансовой нагрузке горячего водоснабжения определяется зависимостью

$$W_0^B = \frac{Q_{op}}{\Delta\tau_c^p} + Q_B \cdot \frac{(t_r - t_n) / (t_r - t_x)}{\tau'_1 - \tau'_{02}}, \quad (7)$$

где  $Q_B = K_B \cdot Q_{h,cp} = K_B \cdot Q_{h,max} / K_\chi$  – балансовая нагрузка горячего водоснабжения;  $K_B$  – балансовый коэффициент;  $Q_{h,cp}$ ,  $Q_{h,max}$  – средняя и максимальная тепловые нагрузки горячего водоснабжения;  $K_\chi$  – коэффициент часовой неравномерности потребления горячей воды;  $\tau'_1$ ,  $\tau'_{02}$  – температура сетевой воды в подающем трубопроводе теплосети и обратном трубопроводе системы отопления в точке излома температурного графика.

Расчетная нагрузка отопления вычислена из уравнения теплопередачи для конструкции наружного ограждения.

$$Q_{op} = (t_{в.р.} - t_{п.о.}) \cdot F_0 / R, \quad (8)$$

где  $t_{в.р.}$ ,  $t_{п.о.}$  – расчетные температуры внутреннего и наружного воздуха;  $F_0$  – площадь поверхности наружного ограждения.

Термическое сопротивление теплопередаче через многослойную стенку  $R$  определяется по формуле

$$R = 1/\alpha_n + 1/\alpha_v + \sum_{i=1}^n (\delta_i / \lambda_i), \quad (9)$$

где  $\alpha_n$ ,  $\alpha_v$  – коэффициенты теплообмена между воздухом и поверхностью ограждения снаружи и внутри, соответственно;  $\delta_i$ ,  $\lambda_i$  – толщина и коэффициент теплопроводности слоев конструкции ограждения.

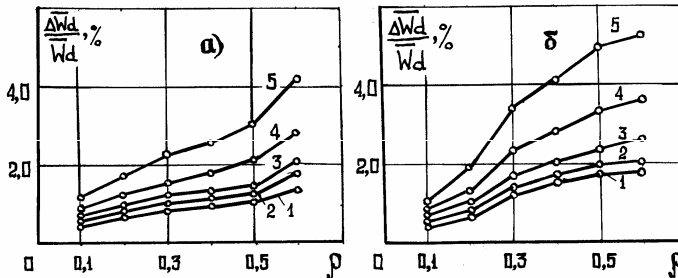
В таблице приведены формулы для относительных погрешностей вычисляемых величин. При анализе точности расчетов погрешность величины  $(K \cdot F)_1$  принята равной погрешности вычисления коэффициентов теплоотдачи в теплообменном аппарате и составляет  $\Delta\alpha / \alpha = 0,1$ . Точность задания расхода нагреваемой воды оценена на уровне погрешности измерения расхода с помощью расходомеров, которая по данным [7] не превосходит 3%, а точность определения площади наружных ограждений зданий принята на уровне 2%. Относительная погрешность задания линейных размеров слоев ограждения составляет 1%, коэффициентов теплопроводности материала слоев – 7% [6]. Расчеты выполнены для значений  $\alpha_n = 23$ ,  $\alpha_v = 8,7 \text{ Вт/м}^2 \cdot ^\circ\text{C}$  [8]. Предварительный анализ влияния характеристик слоев наружного ограждения свидетельствует, что погрешность определения расчетной отопительной нагрузки составляет около 4,5%. При принятых величинах абсолютной погрешности измерения температур холодной и горячей воды  $\Delta(t_x) = \Delta(t_r) = 0,5^\circ\text{C}$  точность нахождения расхода теплоты на горячее водоснабжение приблизительно равна 4,8%. С учетом принятых допущений максимальная относительная погрешность вычисления параметра водонагревателя по формуле (7) при его ориентировочной средней величине для первой ступени ВНУ  $\Phi_1 = 1,177$  имеет значение около 14,3%.

Структура формулы (10) такова, что даже при высокой точности итерационного процесса вычислений ( $\bar{\Delta}W \rightarrow 0$ ) точность вычисления величины  $\varepsilon_1$  находится в пределах  $0,06 \pm 0,1$ , что в итоге не позволяет

обеспечить погрешность определения расхода сетевой воды по формуле (1) меньше 0,5%. Результаты расчетов относительной погрешности расхода воды для двух характерных значений отопительной нагрузки и соотношений тепловых нагрузок горячего водоснабжения и отопления  $0,1 \leq \rho \leq 0,6$  представлены на рисунке. Приведенные данные свидетельствуют, что ошибка в определении расхода слабо меняется в диапазоне значений  $5 \leq \bar{\Delta W} \leq 10\%$  и существенно возрастает при  $\bar{\Delta W} > 25\%$ .

Расчетные формулы для относительной погрешности величины

Величина	Формула
Удельная тепловая производительность	$\frac{\Delta \varepsilon_1}{\varepsilon_1} = \left( \frac{\Delta W_h}{W_h} + \bar{\Delta W} \right) \left( 0,35 \frac{W_h}{W_d} + \frac{0,5}{\Phi_1} \sqrt{\frac{W_h}{W_d}} \right) + \frac{\Delta \Phi_1}{\Phi_1} \sqrt{\frac{W_h}{W_d}} / \varepsilon_1 \quad (10)$
Параметр аппарата первой ступени	$\frac{\Delta \Phi_1}{\Phi_1} = \frac{\Delta(K \cdot F)_1}{(K \cdot F)_1} + 0,5 \left( \frac{\Delta W_o^B}{W_o^B} + \frac{\Delta W_h^B}{W_h^B} \right) \quad (11)$
Эквивалент расхода сетевой воды при балансовой нагрузке	$\frac{\Delta W_o^B}{W_o^B} = \frac{\left( \frac{\Delta Q_{o.p.}}{Q_{o.p.}} \right) \cdot \frac{Q_{o.p.}}{\Delta \tau_c^p} + \left( \frac{\Delta Q_{h,max}}{Q_{h,max}} \right) \cdot 0,0075 \cdot Q_{h,max}}{0,0075 \cdot Q_{h,max} + Q_{o.p.} / \Delta \tau_c^p} \quad (12)$
Расчетная нагрузка отопления	$\frac{\Delta Q_{o.p.}}{Q_{o.p.}} = \frac{\Delta F_o}{F_o} + \frac{\Delta t_{e.p.} + \Delta t_{p.o.}}{t_{e.p.} - t_{p.o.}} + \frac{\Delta R}{R} \quad (13)$
Термическое сопротивление теплопередаче ограждения	$\frac{\Delta R}{R} = \left[ \frac{\Delta \alpha}{\alpha} \left( \frac{1}{\alpha_n} + \frac{1}{\alpha_s} \right) + \sum_{i=1}^n \left( \frac{\Delta \delta_i}{\delta_i} + \frac{\Delta \lambda_i}{\lambda_i} \right) \cdot \frac{\delta_i}{\lambda_i} \right] / R_n \quad (14)$
Максимальный расход теплоты на горячее водоснабжение	$\frac{\Delta Q_{h,max}}{Q_{h,max}} = \frac{\Delta W_{h,max}}{W_{h,max}} + \frac{\Delta(t_r) + \Delta(t_x)}{t_r - t_x} \quad (15)$



Влияние точности итерационного счета на точность нахождения расхода сетевой воды через тепловой пункт:

а – при  $\bar{Q}_0 = 1$ ; б –  $\bar{Q}_0 = 0,35$ ; 1 –  $\bar{\Delta W} = 0\%$ ; 2 – 5%; 3 – 10%; 4 – 25%; 5 – 50%.

Приемлемая для большинства инженерных расчетов точность нахождения расхода сетевой воды по формуле (1) ( $\Delta W_d / W_d \leq 0,025$ ) может быть обеспечена при точности итерационного процесса не ниже 5%.

1.Зингер Н.М.,Бестолченко В.Г., Жидков А.А. Повышение эффективности работы тепловых пунктов. – М.: Стройиздат, 1990. – 188 с.

2.Повышение эффективности работы систем горячего водоснабжения / Чистяков Н.Н., Грудзинский М.М., Ливчак В.И. и др. – М.: Стройиздат, 1988. – 314 с.

3.Теплоснабжение / Ионин А.А., Хлыбов Б.М., Братенков В.Н. и др. – М.: Стройиздат, 1982. – 336 с.

4.Зингер Н.М.Гидравлические и тепловые режимы теплофикационных систем. – М.: Энергоиздат, 1986. – 320 с.

5.Алексахин А.А. Анализ показателей работы двухступенчатой последовательной схемы водонагревательной установки горячего водоснабжения при уменьшении расчетной отопительной нагрузки // Вестник национального технического университета «Харьковский политехнический институт». Вып. 28. – Харьков, 2005. – С. 17-21.

6.Осипова В.А. Экспериментальное исследование процессов теплообмена. – М.: Энергия, 1979. – 320 с.

7.Теплотехнический справочник / Под общ. ред. В.Н.Юренева и П.Д.Лебедева. Т.2. – М.: Энергия, 1976. – 896 с.

8.Маляренко В.А., Редько А.Ф., Чайка Ю.И., Поволочко В.Б. Техническая теплофизика ограждающих конструкций зданий и сооружений. – Харьков: Рубикон, 2001. – 279 с.

*Получено 23.05.2006*

УДК 697.9

А.Ф.СТРОЙ, д-р техн. наук, О.С.ДУБИНА

*Полтавський національний технічний університет ім. Юрія Кондратюка*

## **РЕГУЛЮВАННЯ ТЕПЛОВІДДАЧІ ПАРОВОГО КАЛОРИФЕРА ЗА РАХУНОК ЗМІН РІВНЯ КОНДЕНСАТУ В НЬОМУ**

Запропоновано метод центрального кількісного регулювання тепловіддачі нагрівальних приладів в системах паропостачання. Порівняно з місцевим цей спосіб регулювання не призводить до швидкої корозії і виходу з ладу нагрівального приладу. Отримані формули, за допомогою яких є можливість розробити режим центрального кількісного регулювання тепловіддачі нагрівальних приладів в системах паропостачання.

При експлуатації систем паропостачання основною проблемою є їх регулювання. Через неякісне регулювання відбуваються значні втрати теплової енергії за рахунок витоків пари. При цьому в систему потрапляє повітря, що спричиняє швидкий вихід з ладу частини конденсатопроводів внаслідок корозії.

При централізованому тепlopостачанні водяних систем тепловіддачу нагрівальних приладів, як правило, регулюють якісно (за рахунок зміни температури теплоносія в тепловому центрі – в ТЕЦ або в ра-